

**TRƯỜNG ĐẠI HỌC HÀNG HẢI VIỆT NAM  
KHOA MÁY TÀU BIỂN**



**THUYẾT MINH  
ĐỀ TÀI NCKH CẤP TRƯỜNG**

**ĐỀ TÀI**

**NGHIÊN CỨU GIẢM RUNG ĐỘNG CỦA TỔ HỢP ĐỘNG  
CƠ DIESEL LAI MÁY PHÁT ĐIỆN BẰNG PHƯƠNG PHÁP  
ĐIỀU CHỈNH ÁP LỰC DẦU BÔI TRƠN ĐỘNG CƠ DIESEL**

**Chủ nhiệm đề tài: PGS.TS. PHẠM HỮU TÂN**

**Thành viên tham gia: THS. PHẠM VĂN LINH**

**KS. PHẠM BÁ CÔNG**

**Hải Phòng, tháng 05/2016**

# MỤC LỤC

MỤC LỤC.....	i
DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT.....	iii
DANH MỤC BẢNG.....	iv
DANH MỤC CÁC HÌNH VẼ.....	v
MỞ ĐẦU.....	1
1. Tính cấp thiết của đề tài.....	1
2. Mục đích nghiên cứu đề tài.....	2
3. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu.....	2
4. Phương pháp nghiên cứu.....	2
5. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài.....	2
CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ RUNG ĐỘNG TRONG TỔ HỢP ĐỘNG CƠ DIESEL LAI MÁY PHÁT ĐIỆN.....	4
1.1. Đặc điểm rung động trong động cơ Diesel.....	4
1.2. Các yếu tố ảnh hưởng đến dao động của động cơ Diesel.....	4
1.3. Đặc tính động học của động cơ.....	7
1.4. Các lực gây dao động trong động cơ Diesel.....	8
1.5. Ảnh hưởng của độ dày màng dầu bôi trơn đến dao động động cơ.....	10
CHƯƠNG 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT TÍNH TOÁN ÁP LỰC DẦU BÔI TRƠN ĐỘNG CƠ DIESEL LAI MÁY PHÁT ĐIỆN.....	13
2.1. Cơ sở lý thuyết tính toán áp lực dầu bôi trơn.....	13
2.2. Tính toán áp lực dầu bôi trơn đối với bach trực ngắn.....	15
2.3. Tính toán lựa chọn áp lực dầu bôi trơn hợp lý.....	21

CHƯƠNG 3. TÍNH TOÁN ÁP LỰC DẦU BÔI TRƠN CHO ĐỘNG CƠ DIESEL LAI MÁY PHÁT ĐIỆN TẠI PHÒNG THÍ NGHIỆM KHOA MÁY TÀU BIỂN LOẠI 6412/14 .....	24
3.1. Thông số kết cấu của động cơ .....	24
3.2. Các bước tính toán .....	25
3.3. Giới thiệu phần mềm Matlab được ứng dụng để tính toán áp lực dầu bôi trơn .....	25
3.4. Xây dựng thuật toán tính toán áp lực dầu bôi trơn .....	27
3.5. Kết quả tính toán .....	29
KẾT LUẬN .....	32
1. Các kết quả đã đạt được .....	32
2. Một số hạn chế của đề tài .....	33
3. Hướng phát triển tiếp theo của đề tài .....	33
TÀI LIỆU THAM KHẢO .....	34
PHỤ LỤC .....	36

## DANH MỤC CÁC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT

Ký hiệu	Giải thích
M	Ma trận khối lượng
C	Ma trận giảm chấn
K	Ma trận độ cứng
$x(t)$	Chuyển vị (Cộng hưởng)
$f(t)$	Lực tác dụng (kích thích)
d	Đường kính cổ trục (m)
r	Bán kính cổ trục (m)
$r_1$	Bán kính bạc trục (m)
L	Chiều dài bạc trục (m)
c	Khe hở hướng kính (m)
e	Độ lệch tâm (m)
$\varepsilon$	Tỷ số độ lệch tâm
$\phi$	Góc trạng thái (rad)
h	Bề dày màng dầu (m)
$h_{\min}$	Bề dày màng dầu tối thiểu (m)
$\theta$	Vị trí góc
$\theta_m$	Vị trí áp lực cực đại
p	Áp suất màng dầu (Pa)
$p_{\max}$	Áp suất màng dầu cực đại (Pa)
$W_r, W_x, W_z$	Tải (N)
S	Số Sommerfeld (số đặc tính ổ đỡ)
k	Độ cứng ổ đỡ (N/m)

## DANH MỤC BẢNG

Số bảng	Tên bảng	Trang
2.1 (a)	Biểu diễn các đặc tính thủy động học trên bề mặt 360° bạc [5]	19
2.1(b)	Biểu diễn các đặc tính thủy động học trên bề mặt 360° bạc [5]	20
3.1	Thông số trục của động cơ	23
3.2(a)	Bảng kết quả tính toán với các tỷ số độ lệch tâm $\varepsilon$	28
3.2(b)	Bảng kết quả tính toán với các tỷ số độ lệch tâm $\varepsilon$	29

## DANH MỤC CÁC HÌNH VẼ

Số hình	Tên hình	Trang
1.1	Biểu đồ biểu diễn mối quan hệ giữa lực tác động, đặc điểm động cơ và kết quả dao động	5
1.2	Đồ thị phổ tần số đặc trưng của động cơ diesel 4 kỳ	6
1.3	Các lực chính gây ra dao động của động cơ 4 kỳ	9
1.4	Biểu đồ hình học diễn tả bạc đỡ cổ trục	11
1.5	Nguyên lý của ổ đỡ thủy động	11
2.1	Biểu đồ hình học diễn tả bạc đỡ cổ trục	12
2.2	Hình ảnh màng dầu trải ra trên bạc đỡ cổ trục	13
2.3	Các thành phần lực trong ổ đỡ thủy động học	14
2.4	Thủy động học màng dầu trên bề mặt cổ trục	15
2.5	Ảnh hưởng của đặc tính bạc (S) đến độ dày màng dầu tối thiểu (không thứ nguyên) hoặc tỷ số độ lệch tâm [6]	17
2.6	Ảnh hưởng của đặc tính bạc (S) đến góc trạng thái [6]	18
2.7	Ảnh hưởng của đặc tính bạc (S) đến áp suất cực đại [6]	18
2.8	Ảnh hưởng của đặc tính bạc (S) đến vị trí của áp suất giới hạn và áp suất cực đại [6]	19
2.9	Biểu đồ hình học bạc đỡ cổ trục	21
3.1	Giao diện chính của MATLAB	26
3.2	Thuật toán tính toán áp lực dầu bôi trơn	27

# MỞ ĐẦU

## 1. Tính cấp thiết của đề tài

Các động cơ diesel lai máy phát điện được áp dụng rộng rãi trên tàu và trên các công trình ngoài khơi, dùng để phát điện cung cấp cho hoạt động của con người và máy móc trên tàu. Do đặc điểm động lực học của các động cơ diesel lai máy phát điện là tải tác dụng lên nhóm piston-xilanh, các ổ đỡ không đồng đều trong một chu kỳ công tác của động cơ. Sự không đồng đều về tải tác dụng này dẫn tới động cơ làm việc bị rung động theo chu kỳ. Nguyên nhân chính của rung động động cơ là do phát sinh dao động trong các cặp chi tiết làm việc, do lực quán tính của các chi tiết chuyển động, do sự không cân bằng về khối lượng của các chi tiết chuyển động, do độ không đồng đều công suất giữa các xilanh động cơ, do sự không đồng tâm của hệ trục... Các dao động này là các dao động kích thích. Khi dao động kích thích trùng với dao động riêng sẽ dẫn tới sự cộng hưởng dao động. Điều này dẫn tới sự rung động quá mức sẽ phá hủy các chi tiết của động cơ.

Để ngăn ngừa sự cộng hưởng về dao động của động cơ trong quá trình làm việc, các nhà thiết kế đã tính toán thiết kế sao cho mức độ mất cân bằng về khối lượng cho các chi tiết chuyển động là nhỏ nhất. Đối với người khai thác thì việc cân bằng công suất giữa các xilanh là một trong những nhiệm vụ quan trọng trong quá trình khai thác động cơ nhằm làm giảm sự rung động của tổ hợp.

Khi lắp ráp tổ hợp động cơ, để giảm rung động, người ta đã phải sử dụng phương pháp khớp nối mềm, đặt toàn bộ máy trên một bệ mềm để giảm chấn trong quá trình động cơ làm việc. Lắp ráp tổ hợp sao cho độ đồng tâm của tổ hợp là cao nhất.

Tuy nhiên, một trong những nguyên nhân để phát sinh rung động là do bản thân các cổ trục và bạc trục không đồng tâm do việc lắp ráp các cặp chi tiết ổ đỡ luôn tồn tại khe hở. Trong quá trình động cơ làm việc, các cặp chi tiết này được cấp dầu bôi trơn để giảm ma sát cho các cặp chi tiết chuyển động. Tuy nhiên trong thực tế, giữa tâm cổ trục và tâm bạc trục luôn tồn tại một độ lệch

tâm e. Nếu độ lệch tâm này lớn sẽ dẫn tới dao động lớn do độ lệch tâm gây ra. Để giảm độ lệch tâm, cần phải tính toán áp lực dầu bôi trơn hợp lý để tạo màng dầu bôi trơn phù hợp.

Xuất phát từ những vấn đề trên, nhóm nghiên cứu chúng tôi đi nghiên cứu đề tài “*Nghiên cứu giảm rung động của tổ hợp động cơ diesel lai máy phát điện bằng phương pháp điều chỉnh áp lực dầu bôi trơn động cơ diesel*” nhằm giảm thiểu rung động cho tổ hợp động cơ diesel lai máy phát điện.

## **2. Mục đích nghiên cứu đề tài**

- Nghiên cứu phương pháp giảm rung động cho tổ hợp động cơ diesel lai máy phát điện.
- Nghiên cứu tính toán áp lực dầu bôi trơn hợp lý để giảm rung động cho tổ hợp động cơ diesel lai máy phát điện.

## **3. Đối tượng và phạm vi nghiên cứu**

Đối tượng nghiên cứu là các động cơ diesel lai máy phát điện.

Phạm vi nghiên cứu của đề tài: Nghiên cứu tính toán lựa chọn áp lực dầu bôi trơn động cơ diesel để giảm độ lệch tâm e giữa tâm cổ trục và tâm bạc đỡ trục để giảm rung động hệ trục do độ lệch tâm gây ra.

## **4. Phương pháp nghiên cứu**

Dựa vào lý thuyết dao động, lý thuyết bôi trơn động cơ, lý thuyết quá trình cháy và lý thuyết động lực học động cơ diesel để tính toán lý thuyết áp lực dầu bôi trơn động cơ diesel một cách hợp lý nhằm giảm rung động cho hệ trục động cơ. Sử dụng phần mềm Matlab để tính toán lựa chọn áp lực dầu bôi trơn động cơ diesel thích hợp.

## **5. Ý nghĩa khoa học và thực tiễn của đề tài**

Hiện nay, các động cơ diesel lai máy phát điện gặp rất nhiều trục trặc do rung động dẫn tới hư hỏng các ổ đỡ, các chi tiết động của động cơ. Việc áp dụng lý thuyết dao động, lý thuyết về động lực học, lý thuyết mài mòn và bôi trơn



động cơ để phân tích nguyên nhân gây rung động cho tổ hợp diesel lai máy phát điện. Việc sử dụng các công nghệ hiện đại để tính toán, mô phỏng rung động trong động cơ, tính toán lựa chọn áp lực dầu bôi trơn để giảm rung động cho động cơ sẽ mang lại ý nghĩa khoa học trong vấn đề nghiên cứu.

Việc tính toán cho một động cơ cụ thể để có thể áp dụng vào thực tế thể hiện ý nghĩa thực tiễn của đề tài.

# CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ RUNG ĐỘNG TRONG TỔ HỢP ĐỘNG CƠ DIESEL LAI MÁY PHÁT ĐIỆN

## 1.1. Đặc điểm rung động trong động cơ Diesel

Trong động cơ diesel, do có sự dao động của động cơ là nguyên nhân chính gây rung động cho động cơ. Dao động của động cơ diesel thường bị gây ra do những đặc tính động lực học của động cơ và do lực tác động. Chúng có thể được phân tích, tính toán bằng toán học và bằng phương pháp sử dụng phần mềm hiện đại để mô phỏng, nhờ đó mà việc mô phỏng động học dao động trong động cơ có thể cho kết quả về sự dao động của động cơ một cách chính xác. Phương trình toán học biểu diễn mối quan hệ giữa lực tác động, đặc tính động cơ và kết quả dao động như sau [1], [2], [3]:

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (1.1)$$

Các ma trận  $M$ ,  $C$  và  $K$  biểu thị cho những đặc tính động lực học của động cơ. Sự thay đổi các đặc tính này hoặc lực tác động có thể làm giảm dao động.

Ma trận  $M$  không những biểu diễn tổng khối lượng mà còn biểu diễn sự phân bố khối lượng trên toàn bộ động cơ. Ma trận độ cứng  $k$  cũng được áp dụng như vậy. Theo cách nhìn nhận về dao động thì khối lượng hay độ cứng có vị trí rất quan trọng.

Ma trận  $C$  biểu thị cho sự giảm chấn, chống rung, trong thực tế nó không phải là một nhóm đồng bộ. Trên các động cơ thực, sự giảm chấn thường thay đổi tùy thuộc vào tần số dao động và hình dạng của động cơ, cũng như vị trí sự giảm chấn được xác lập. Trong kết cấu tổng hợp như động cơ diesel, nhiều loại giảm chấn khác nhau có thể được tìm thấy.

## 1.2. Các yếu tố ảnh hưởng đến dao động của động cơ diesel

Nhìn chung, có 3 yếu tố quan trọng ảnh hưởng đến sự dao động và sự hoạt động của động cơ:

1. Sự chuyển động của thân động cơ trên bộ đỡ đàn hồi

Động cơ chuyển động như là một khối, đôi khi xảy ra vấn đề với các bộ đỡ đàn hồi hoặc khớp nối mềm liên kết các đường ống phục vụ động cơ.

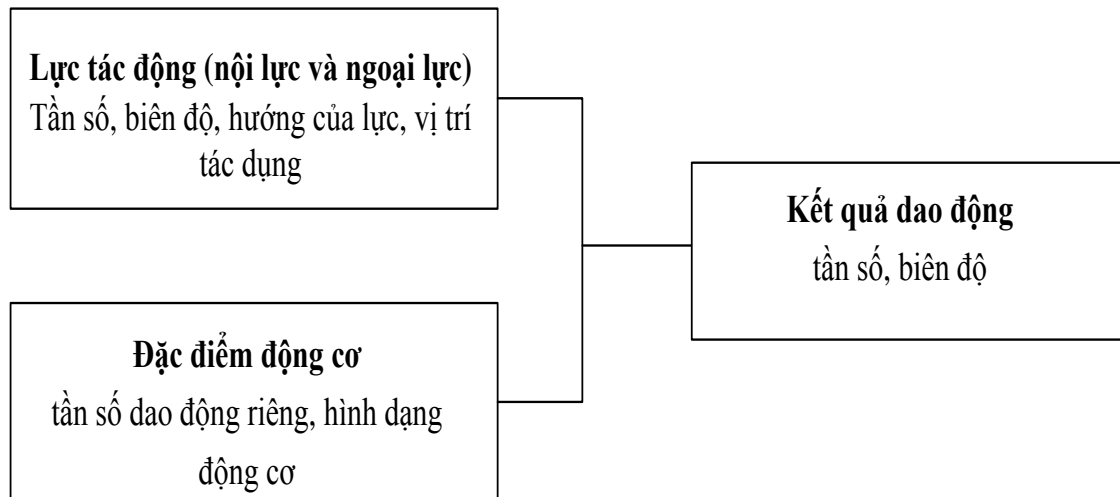
## 2. Sự biến dạng của thân động cơ (dao động toàn bộ hệ thống)

Khi xảy ra sự cộng hưởng dẫn đến tăng ứng suất cơ có thể dẫn tới sự phá hủy động cơ.

## 3. Dao động riêng của từng bộ phận

Dao động của từng bộ phận tương ứng với vị trí của nó.

Hình 1.1 dưới đây biểu diễn mối quan hệ giữa lực tác động, đặc điểm động cơ và kết quả dao động.

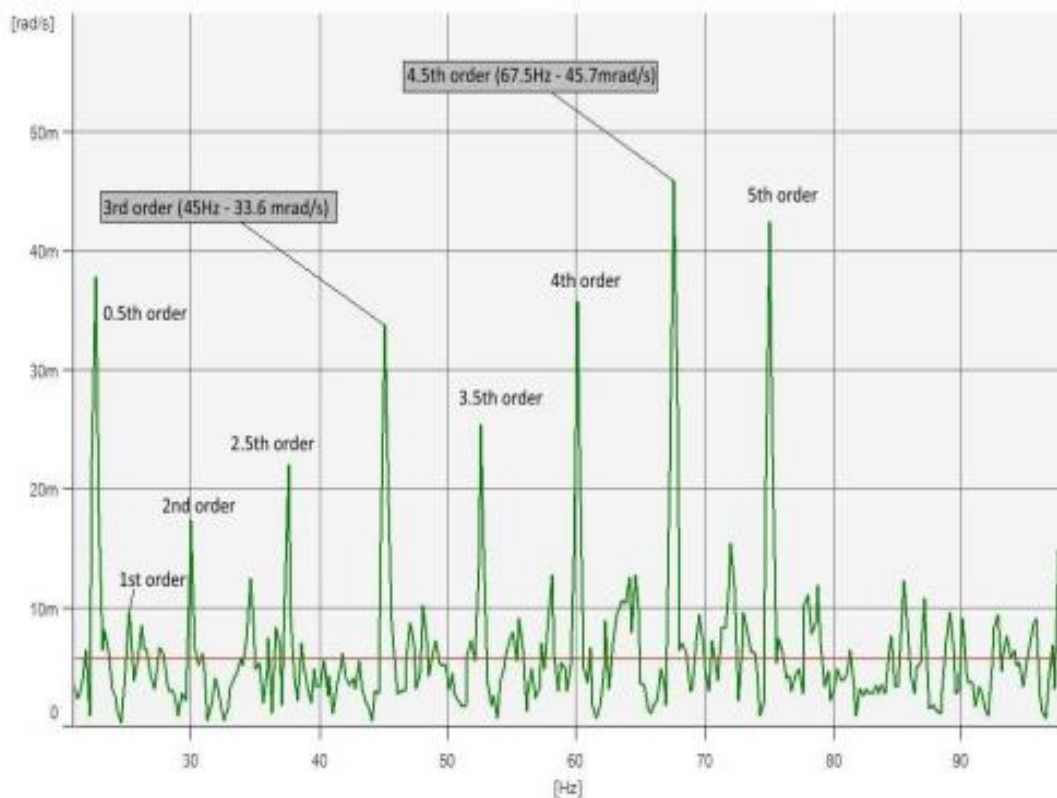


Hình 1.1. Biểu đồ biểu diễn mối quan hệ giữa lực tác động, đặc điểm động cơ và kết quả dao động

Nhìn chung, kết quả dao động của động cơ có thể đo được thông qua kết quả đo đặc trên động cơ. Kết quả dao động thường được đo theo giá trị vận tốc, vận tốc tỉ lệ với năng lượng chứa đựng trong dao động. Đôi khi cũng có thể xác định được giá trị dao động của động cơ thông qua đo đặc sự chuyển dịch hoặc gia tốc.

Ngoài ra, để phân tích đường cong dao động người ta áp dụng phép biến đổi Fourier cho tín hiệu thời gian trong dao động. Kết quả là tần số dao động

cùng với biên độ của chúng được biểu diễn trên đồ thị gọi là phổ tần dao động. Việc phân tích dao động bằng phổ tần sẽ đơn giản hơn cho người phân tích để xác định nguồn gốc của dao động. Khi cần đi xa hơn trong việc phân tích, phổ tần số có thể được đo từ nhiều vị trí trên động cơ và người ta có thể kết hợp với phần mềm đặc biệt để xây dựng mô hình dao động. Việc mô phỏng với những hình ảnh sinh động là một công cụ mạnh mẽ thường được sử dụng trong việc giải quyết vấn đề tìm các vị trí điểm yếu hoặc để tìm ra các sự cố làm hư hỏng động cơ nói riêng và máy móc thiết bị nói chung .



*Hình 1.2. Đồ thị phổ tần số đặc trưng của động cơ diesel 4 kỳ*

Trên hình 1.2 cho thấy đồ thị phổ tần dao động của một động cơ diesel 4 kỳ sử dụng làm động cơ diesel lai máy phát điện trên tàu. Tốc độ động cơ là 900 vòng/phút. Trên đồ thị này có một số bậc điều hòa. Điều hòa bậc 1 cho thấy dao

động của động cơ khi làm việc ở tần số 15 Hz và những điều hòa khác ở các tần số khác, chúng được gọi tên theo thứ tự 0.5<sup>th</sup>, 1<sup>st</sup>, 1.5<sup>th</sup>, 2<sup>nd</sup>, 2.5<sup>th</sup>.

### 1.3. Đặc tính động học của động cơ

Đặc tính động học của một động cơ có ý nghĩa quan trọng đối với tần số dao động riêng và hình dạng của động cơ ấy, nó phụ thuộc vào đặc điểm khối lượng và độ cứng.

Tần số dao động riêng là tần số mà tại đó chỉ cần một lực tác động rất nhỏ cũng gây ra dao động một cách dễ dàng. Và khi bị tác động nó bắt đầu dao động trong hình dạng tự nhiên của vật thể như là bị uốn cong hay vặn xoắn. Dao động của động cơ bị cộng hưởng khi lực tác động có tần số bằng tần số dao động riêng của động cơ. Hầu hết các sự cố do dao động gây ra là vì hiện tượng cộng hưởng và phần lớn các nghiên cứu về dao động hiện nay là để tránh xảy ra **hiện tượng cộng hưởng** trong dao động của động cơ cũng như tất cả các máy móc thiết bị khác.

Đặc tính động học có thể được xác định bằng cách sử dụng phương pháp phần tử hữu hạn (Finite Element Method - FEM) [2], bằng phương pháp này thì giá trị tần số dao động riêng đã đề cập ở trên sẽ được giải quyết bằng số học, hoặc bằng việc phân tích thực nghiệm, khi đã biết lực tác động sẽ đưa ra được đặc điểm kết cấu và đo được kết quả. Cách này có thể cho biết một lực có độ lớn bao nhiêu thì làm cho động cơ dao động ở một mức độ cụ thể. Việc đo đạc đưa ra những tần số riêng thường được gọi là dải tần số cộng hưởng, ngoài ra các đặc điểm về sự chống rung, giảm chấn của động cơ cũng được đo đạc, và nếu thực hiện đo ở nhiều vị trí khác nhau thì các đặc điểm về hình dạng tự nhiên có thể được kết hợp trong phép đo.

Động cơ liên kết với máy phát điện bằng khớp nối mềm là một ví dụ cụ thể về loại dao động này. Việc phân tích động học của động cơ thì thường xử lý vấn đề thân cứng, nghĩa là điểm tập trung khối lượng với mô men khối lượng hoặc quán tính. Những phần mềm dẻo như là lò xo, ở đó độ cứng và độ đàn hồi được xác định. Sau đó, sáu thành phần lực gây ra sự dao động của thân cứng có thể

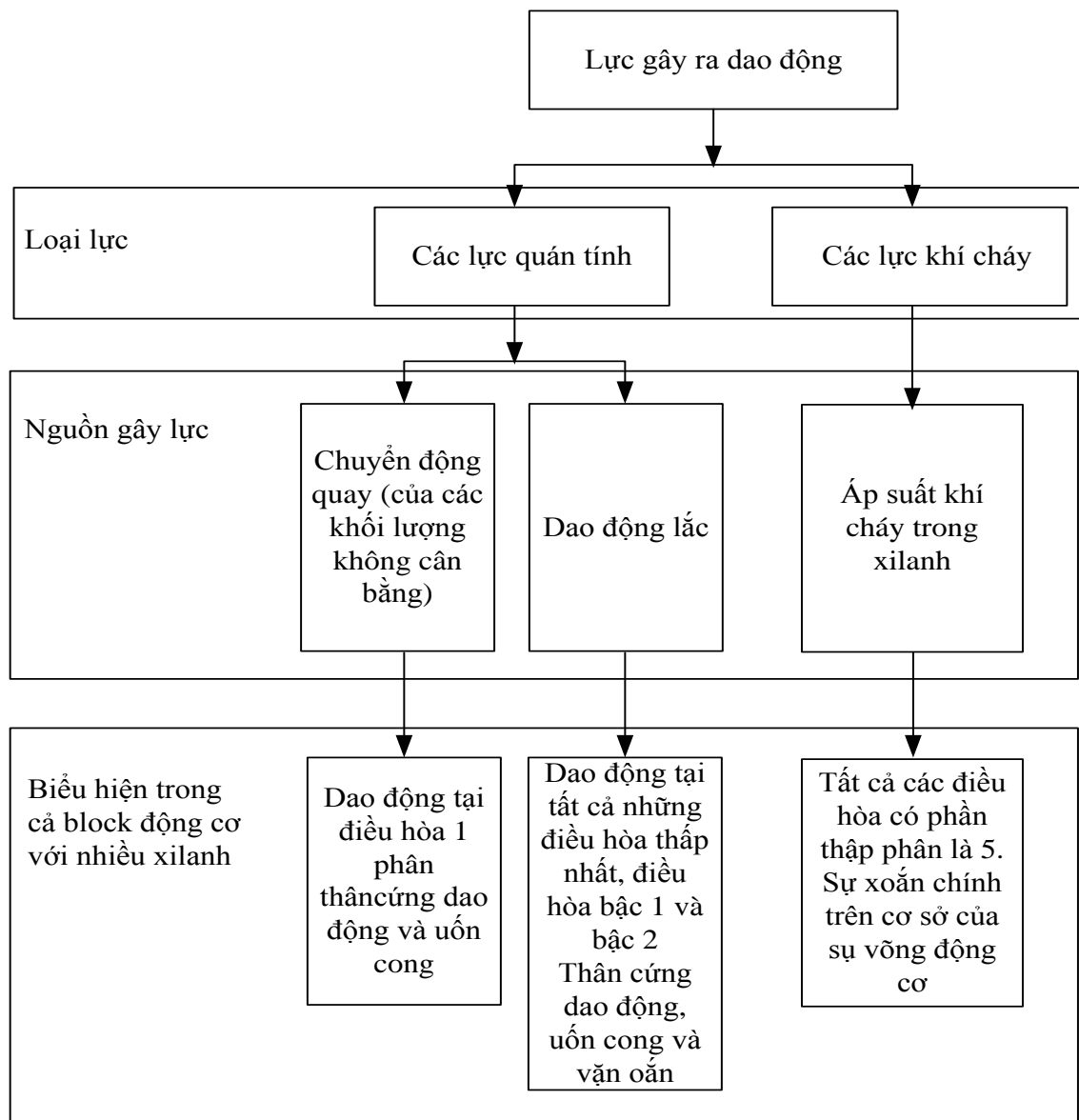
được tính toán, bao gồm 3 thành phần chuyển động tịnh tiến và 3 thành phần chuyển động quay. Tuy nhiên, các mô hình toán học nếu được xây dựng trong những trường hợp này thì rất nhỏ bé, nên phương pháp phân tử hữu hạn sẽ không cần thiết nhưng phần mềm đặc biệt lại rất cần được sử dụng. Phương pháp phân tử hữu hạn thường được sử dụng để giải quyết những vấn đề lớn như tính toán dải tần số riêng và tính đàn hồi của hình dạng kết cấu cả động cơ và máy phát điện. Trong các kiểu tính toán này, khối lượng và độ cứng được phân bố đồng đều trong toàn bộ động cơ, nhưng việc tính toán được sử dụng các phương trình giống nhau.

Ngoài ra, cần phải chú ý tới dải tần số riêng của toàn bộ hệ thống, tại đó động cơ hoặc máy phát điện đang đặt trong trạng thái dao động, đôi khi nguyên nhân của sự hình thành dao động có thể được tìm thấy tại vị trí cộng hưởng. Trong nhiều trường hợp tại một vị trí nào đó trong kết cấu, ví dụ như một tấm hay một đoạn ống, có thể dao động rất mạnh tại một tần số trong khi động cơ lại không dao động nhiều. Ở trường hợp khác, khi xảy ra sự dao động của từng bộ phận thì liên quan nhiều tới động cơ như là dao động của tua bin tăng áp, lúc này sự cộng hưởng có thể làm ảnh hưởng đáng kể đến hiện tượng dao động của cả hệ thống. Thông thường những vấn đề này có thể được giải quyết bằng cách làm tăng độ cứng của bộ phận đó như là lắp thêm phần đỡ phụ hoặc thêm khối lượng vào nó. Mục đích của cả hai phương pháp này là tránh hiện tượng cộng hưởng bằng cách thay đổi tần số dao động riêng của từng bộ phận tránh xa tần số gây ra dao động nguy hiểm. Tăng độ cứng làm cho tần số dao động riêng tăng cao hơn, thêm khối lượng làm tần số dao động riêng giảm thấp hơn.

#### **1.4. Các lực gây dao động trong động cơ Diesel**

Đối với động cơ diesel, các lực động học được sinh ra từ các cơ cấu chuyển động như là cơ cấu trục khuỷu thanh truyền, sự thay đổi áp suất khí cháy, dòng chảy của nhiên liệu hoặc không khí, các xupap, bánh đà, tua bin tăng áp không được cân bằng, ... Hầu hết các lực này đều là lực tác dụng theo chu kỳ, nghĩa là chúng chứa các thành phần điều hòa, vì vậy phương pháp phân tích dải tần số là

phù hợp hơn cả. Tuy nhiên, vì cơ cấu chuyển động kiểu quai búa là hiện tượng không tuyến tính, nó cần thiết để mô phỏng dao động trục cam và dao động bánh răng sử dụng sự tích hợp trực tiếp trong miền thời gian. Các bộ phận chuyển động trong cơ cấu khuỷu trục, cùng với áp lực khí cháy trong xilanh được xem là nguồn lực gây ra dao động chính trong động cơ diesel. Những lực này và sự xuất hiện của chúng cũng như dao động có thể được phân loại như trong hình 1.3 [3].



Hình 1.3. Các lực chính gây ra dao động của động cơ 4 kỳ

Nói chung, những mối quan hệ giữa các điều hòa thấp nhất, lực gây ra dao động và các hình thức dao động của động cơ có bộ đỡ đàn hồi có thể được xác định như sau [3], [4]:

- Điều hòa 0.5 – Lực khí cháy không cân bằng – Chuyển động thân cứng;
- Điều hòa 1.0 – Lực quán tính – Chuyển động thân cứng và uốn cong;
- Điều hòa 2.0 – Lực quán tính – Uốn cong;
- Các điều hòa lẻ 0.5, 1.5, 2.5, ... – Lực khí cháy – Vặn xoắn.

Tuy nhiên, nếu tần số cộng hưởng ở một vị trí nhất định (ví dụ tần số riêng của tua bin khí xả) xảy ra gần với một trong các điều hòa trên, kiểu hình dạng ở bậc đó sẽ chiếm ưu thế bởi dao động của phần này.

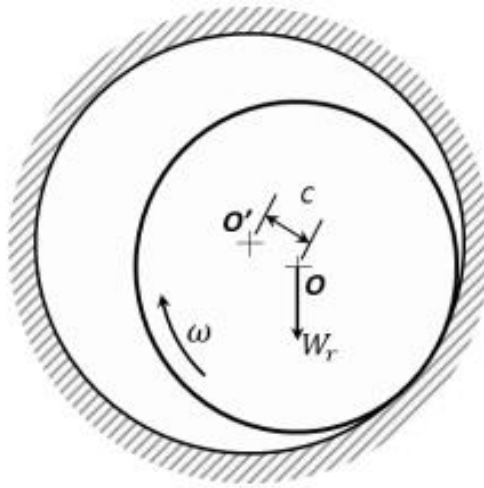
### **1.5. Ảnh hưởng của độ dày màng dầu bôi trơn đến dao động động cơ**

Màng dầu bôi trơn của cổ trục đóng vai trò quan trọng trong việc xác định các đặc tính động học của cơ cấu chuyển động quay. Màng dầu bôi trơn được tạo ra khi ta cấp dầu bôi trơn vào giữa hai bề mặt ma sát của cổ trục và bạc trục. Mục đích của màng dầu bôi trơn là giảm ma sát của bề mặt ma sát và giảm chấn cho ổ đỡ trục. Do có màng dầu bôi trơn nên cổ trục không tiếp xúc trực tiếp với bề mặt bạc trục mà trượt trên màng dầu bôi trơn.

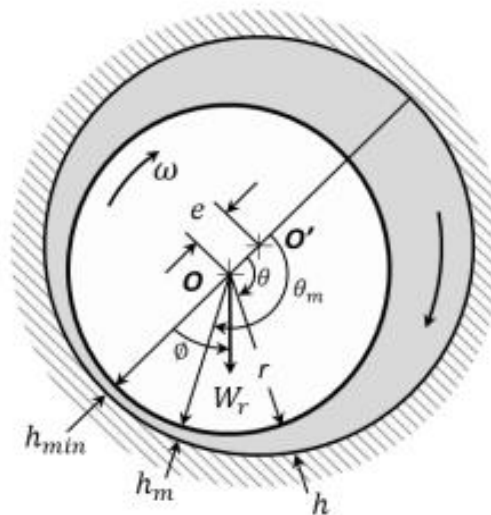
Các động cơ diesel lai máy phát điện thường có tốc độ quay trên trục động cơ lớn, các cổ trục ngắn nên các động cơ này thường bố trí bôi trơn kiểu thủy động.

Độ dày và sự giảm chấn của màng dầu ảnh hưởng đến vị trí và mức độ cộng hưởng của động cơ, tính ổn định của hệ thống cổ trục - bạc đỡ. Vì vai trò quan trọng này, việc phân tích bạc đỡ và màng dầu là cách tối ưu trong việc dự đoán động lực học động cơ một cách chính xác. Biểu đồ của một cổ trục được chỉ ra trong hình 1.4, ký hiệu  $O$  là tâm của cổ trục còn  $O'$  là tâm của bạc đỡ. Khe hở hướng kính  $c$  là hiệu giữa bán kính bạc trục  $r_I$  và bán kính cổ trục  $r$ ,  $c = r_I - r$ . Trong nhiều trường hợp thực tế khe hở  $c$  rất nhỏ, nó liên quan đến bán kính cổ trục  $r$ . Tỷ số  $c/r$  thường từ  $10^{-4}$  đến  $10^{-3}$  và nó có thể tăng lên vì cổ trục bị mài mòn.





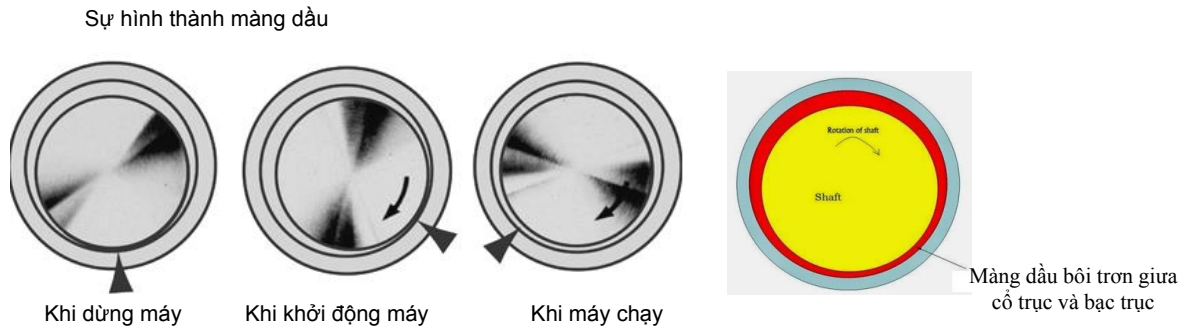
a. Trạng thái khô



b. Trạng thái bôi trơn

Hình 1.4. Biểu đồ hình học diễn tả bạc đỡ cố trục

Khi tốc độ quay của trục đủ nhanh để tạo ra áp suất thủy động học lớn hơn phụ tải, ổ trục có thể tách ra và di chuyển trong lòng bạc cho đến khi đạt trạng thái cân bằng (hình 1.5). Khi độ lệch tâm của tâm ngõng trục và tâm bạc trục tiến gần đến “ $e = 0$ ”, khi này hệ trục tương đối đồng tâm, dao động của hệ trục sẽ giảm, mức độ rung động của động cơ sẽ giảm. Khi độ lệch tâm  $e$  tăng lên, mức độ không đồng tâm hệ trục tăng lên. Mức độ dao động của hệ trục do sự không đồng tâm tăng lên. Khi dao động này trùng với dao động riêng của động cơ sẽ gây ra sự cộng hưởng làm phá hủy các ổ đỡ bạc trục của động cơ.



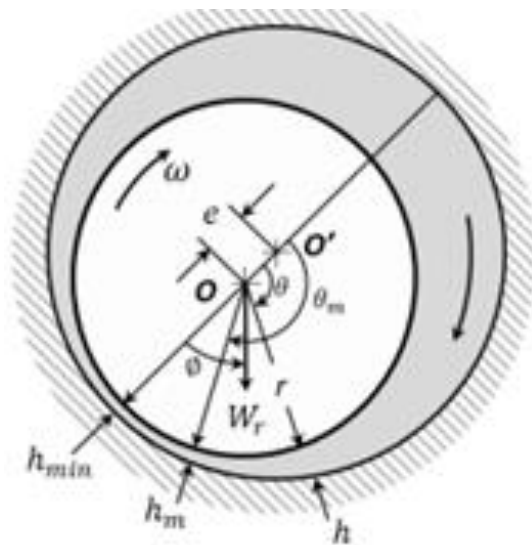
*Hình 1.5 Nguyên lý của ổ đỡ thủy động*

Áp suất màng dầu bôi trơn có ảnh hưởng rất lớn đến độ lệch tâm ‘e’ giữa tâm của cổ trục và tâm của bạc trục. Áp suất màng dầu phụ thuộc rất nhiều vào áp suất dầu bôi trơn cấp vào cổ trục. Chính vì vậy mà việc tính toán lựa chọn áp lực dầu bôi trơn phù hợp có thể làm giảm rung động đáng kể cho tổ hợp động cơ diesel lai máy phát điện.

## CHƯƠNG 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT TÍNH TOÁN ÁP LỰC DẦU BÔI TRƠN ĐỘNG CƠ DIESEL LAI MÁY PHÁT ĐIỆN

### 2.1. Cơ sở lý thuyết tính toán áp lực dầu bôi trơn

Giả sử ta có sơ đồ ổ đỡ trục như hình 2.1, ký hiệu  $O$  là tâm của cổ trục còn  $O'$  là tâm của bạc đỡ. Khe hở hướng kính  $c$  là hiệu giữa bán kính bạc trục  $r_1$  và bán kính cổ trục  $r$ ,  $c = r_1 - r$ . Trong nhiều trường hợp thực tế khe hở  $c$  rất nhỏ, nó liên quan đến bán kính cổ trục  $r$ . Ký hiệu 'e' là độ lệch tâm giữa tâm cổ trục và tâm bạc trục.



Hình 2.1. Biểu đồ hình học diễn tả bạc đỡ cổ trục

Tỷ số giữa độ lệch tâm 'e' và khe hở hướng kính 'c' được biểu diễn bằng tỷ số độ lệch tâm  $\varepsilon$  ( $0 \leq \varepsilon \leq 1$ ):

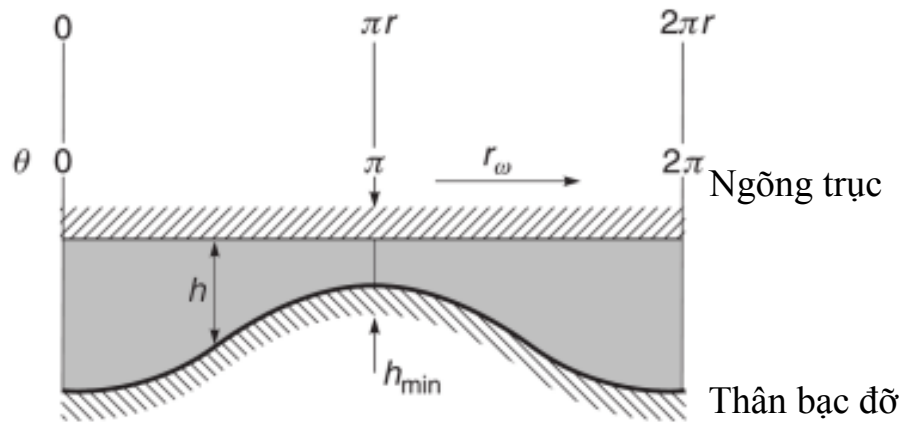
$$\varepsilon = \frac{e}{c} \quad (2.1)$$

Độ dày tối thiểu của màng dầu là:

$$h_{min} = c - e = c(1 - \varepsilon) \quad (2.2)$$

Màng dầu có thể được biểu diễn trải ra như trên hình 2.2, góc  $\theta$  được tính từ vị trí độ dày màng dầu lớn nhất. Trong trường hợp  $c/r \ll 1$ , độ dày màng dầu tại bất kỳ vị trí nào đều có thể được tính một cách xấp xỉ bằng công thức sau [2], [5]:

$$h \sim c(1 + \varepsilon \cos\theta) \quad (2.3)$$

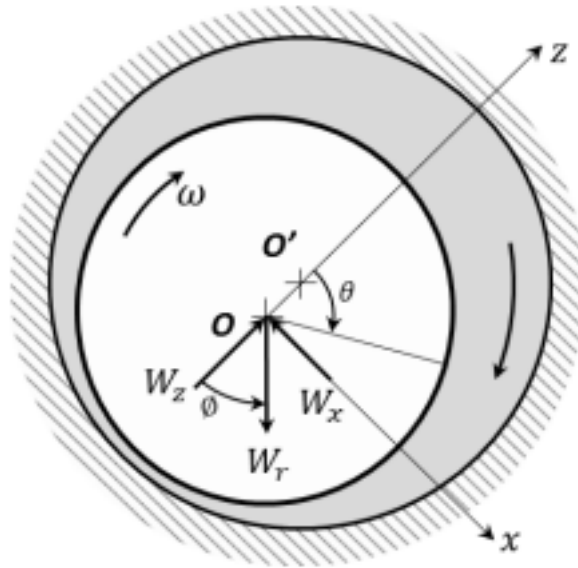


Hình 2.2. Hình ảnh màng dầu trải ra trên bạc đỡ cổ trục

Hình 2.3 chỉ ra khả năng chịu tải  $W_r$  của bạc đỡ cổ trục và hai thành phần của nó,  $W_x$  và  $W_z$ . Hướng của  $W_z$  thì dọc theo đường trục đối xứng của bạc  $OO'$ . Ngoại lực có hướng thẳng đứng. Hướng của thành phần lực thứ 2  $W_x$  thì thường vuông góc với  $W_z$ . Góc hợp giữa đường  $OO'$  và phương thẳng đứng, ứng với vị trí độ dày màng dầu là tối thiểu và trục tải đi qua là  $\emptyset$ , được gọi là góc trạng thái.

Các bạc đỡ cổ trục thủy động học được sử dụng rộng rãi trong máy móc cơ khí, đặc biệt trong các động cơ có chuyển động quay và tua bin cao tốc. Loại bạc dài có chiều dài phần bạc đỡ là  $L$  thì lớn hơn so với đường kính  $d$  ( $d = 2r$ ). Với bạc dài, tỷ số  $L/d$  có giá trị lớn hơn 2 hoặc lớn hơn 4 [4]. Bạc đỡ trục ngắn là loại bạc có chiều dài ngắn hơn so với đường kính bạc. Ngày nay, các loại bạc

ngắn được sử dụng rộng rãi. Các loại bạc dài được sử dụng nhiều ở vài thập kỷ trước và đến giờ nó vẫn được sử dụng, nhưng hầu hết ở các máy móc cũ hoặc các loại máy móc đặc biệt mà ở đó có tải cao. Đối với các động cơ diesel lai máy phát điện thì thường được sử dụng loại bạc ngắn.



Hình 2.3. Các thành phần lực trong ổ đỡ thủy động học

## 2.2. Tính toán áp lực dầu bôi trơn đối với bạc trục ngắn

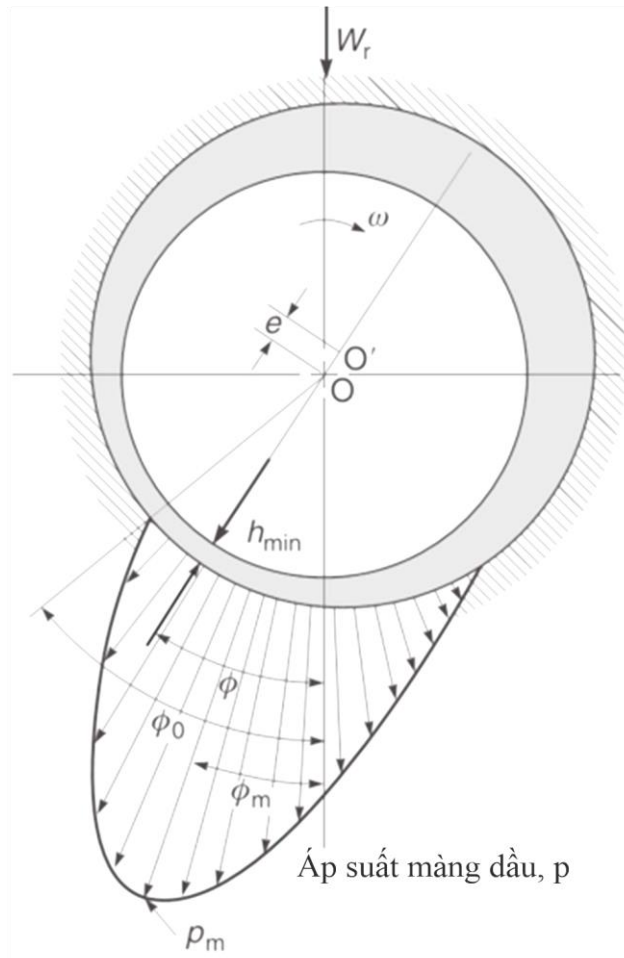
Vì bạc trục có ảnh hưởng đến độ dày, áp suất màng dầu bôi trơn cổ trục nên phần này ta phân tích về bạc trục.

Với bạc trục ngắn, áp lực gây ra dòng chảy theo hướng chu vi thì nhỏ tương đương với áp lực theo hướng dọc trục. Phương trình *Reynolds* cho bạc trục ngắn được làm đơn giản như sau [6]:

$$h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = 6\mu\omega \frac{dh}{d\theta} \quad (2.4)$$

Độ dày màng dầu  $h$  chỉ là một biến của  $\theta$ . Sự thay đổi dọc trục của áp suất  $p$  có mặt cắt ngang là đường parabol. Nó được trình bày bằng phương trình dưới đây:

$$P = \frac{3\mu\omega\varepsilon}{c^2} \left( \frac{b^2}{4} - y^2 \right) \frac{\sin \theta}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} \quad (2.5)$$



Hình 2.4. Thủy động học màng dầu trên bề mặt cổ trục

Khu vực áp suất cực đại  $\theta_m$  được biểu diễn theo phương trình:

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} = 0 \quad (2.6)$$

Chúng ta đạt được [7]:

$$\theta_m = \cos^{-1} \left( \frac{1 - \sqrt{1 + 24\varepsilon^2}}{4\varepsilon} \right) \quad (2.7)$$

Khi xảy ra  $\theta = \theta_m$  và  $y = 0$ . Từ phương trình 2.5, chúng ta có [7]:

$$p_m = \frac{3\mu\omega\varepsilon L^2 \sin \theta_m}{4c^2(1 + \varepsilon \cos \theta_m)^3} \quad (2.8)$$

Độ lớn của tải được giải quyết bằng tích phân của sự dao động áp suất vòng quanh bạc đỡ:

$$W_x = 2 \int_0^\pi \int_0^{L/2} pr \sin \theta dy d\theta \quad (2.9)$$

$$W_z = 2 \int_0^\pi \int_0^{L/2} pr \cos \theta dy d\theta \quad (2.10)$$

Bằng cách sử dụng phép thay thế Sommerfeld, chúng ta đạt được [5]:

$$W_x = \frac{\mu\omega r L}{4} \left( \frac{L}{c} \right)^2 \frac{\pi\varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \quad (2.11)$$

$$W_z = \frac{\mu\omega r L}{4} \left( \frac{L}{c} \right)^2 \frac{4\varepsilon^2}{1 - \varepsilon^2} \quad (2.12)$$

$$W_r = \sqrt{W_x^2 + W_z^2} = \frac{\mu\omega r L}{4} \left( \frac{L}{c} \right)^2 \frac{\varepsilon \sqrt{16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)}}{(1 - \varepsilon^2)^2} \quad (2.13)$$

Góc trạng thái  $\emptyset$  được xác định từ 2 thành phần của tải:

$$\tan \emptyset = \frac{W_x}{W_z} \quad (2.14)$$

Từ phương trình (2.9), (2.10), (2.11) và (2.12) chúng ta có:

$$\tan \emptyset = \frac{\pi\sqrt{1 - \varepsilon^2}}{4\varepsilon} \quad (2.15)$$

Biểu diễn bằng hàm số Sommerfeld ta được [6], [8]:

$$S = \frac{\mu n}{P} \left( \frac{r}{c} \right)^2 = \left( \frac{L}{c} \right)^2 \frac{(1 - \varepsilon^2)^2}{\pi\varepsilon\sqrt{16\varepsilon^2 + \pi^2(1 - \varepsilon^2)}} \quad (2.16)$$

S là con số quy ước thể hiện cho đặc tính bạc trục.

Độ cứng màng dầu của một bạc trục được xác định như sau:

$$k_f = \frac{dW_r}{dh_r} \quad (2.17)$$

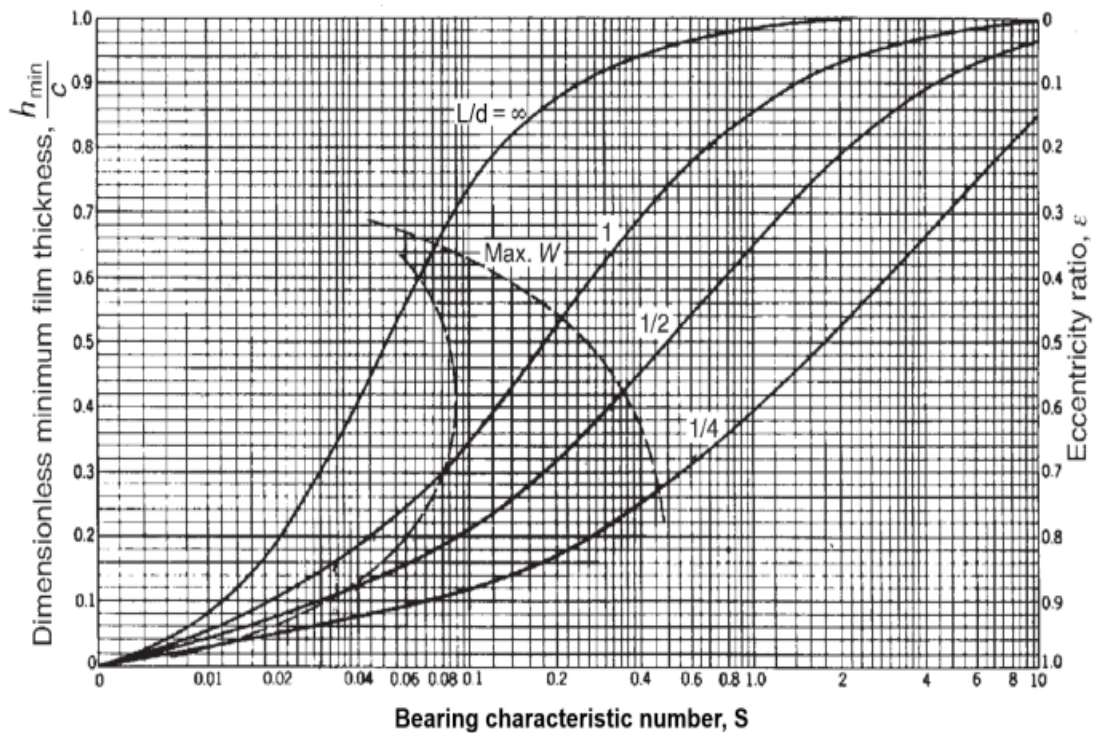
Hàm số Sommerfeld S có thể xác định thông qua đồ thị hình 2.5, 2.6 và 2.7. Bảng 2.1 a, b cho thấy sự thay đổi các thông số được biểu diễn không thứ nguyên như là tỷ số độ lệch tâm, góc trạng thái, độ dày tối thiểu màng dầu... tương ứng với hàm số Sommerfeld, S.

Hàm số Sommerfeld không thứ nguyên được định nghĩa như sau:

$$S = \frac{\mu n}{P} \left(\frac{r}{c}\right)^2 \quad (2.18)$$

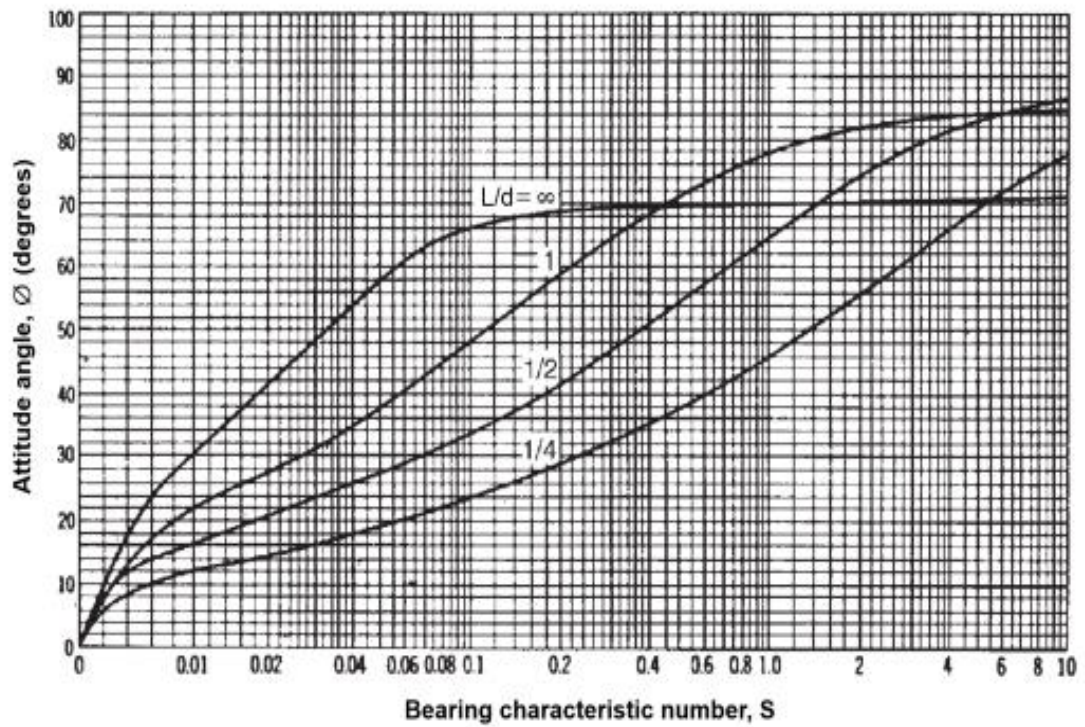
Giá trị áp suất trung bình trên bạc p được đưa ra như sau [8], [9]:

$$P = \frac{W_r}{2rL} = \frac{W_r}{dL} \quad (2.19)$$

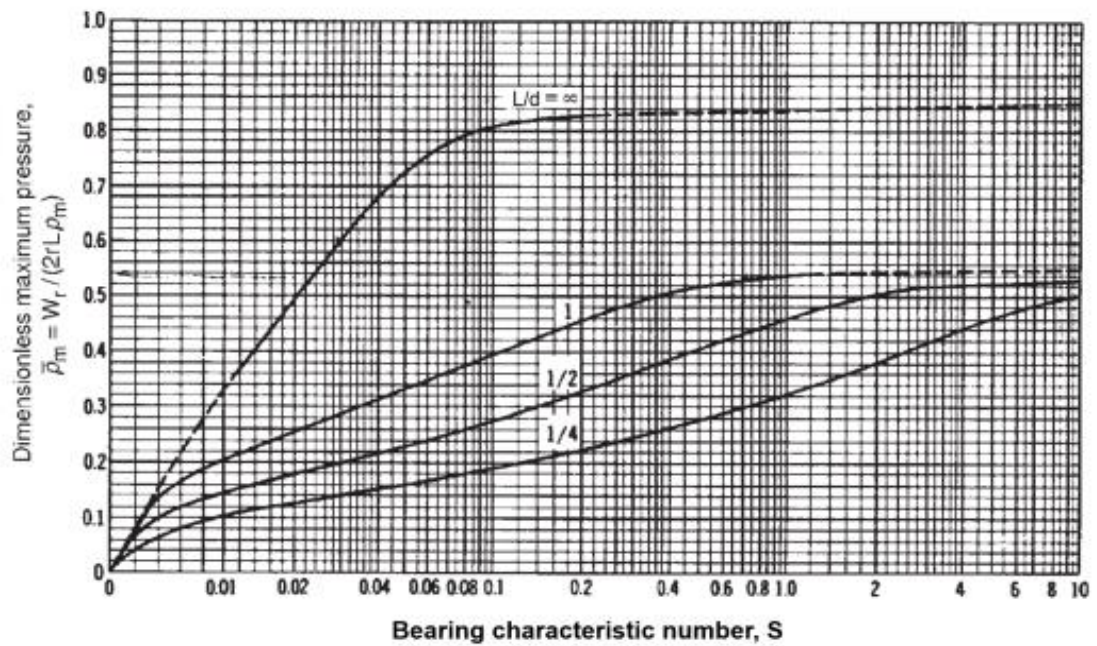


Hình 2.5. Ảnh hưởng của đặc tính bạc ( $S$ ) đến độ dày màng dầu tối thiểu (không thứ nguyên) hoặc tỷ số độ lệch tâm [6]

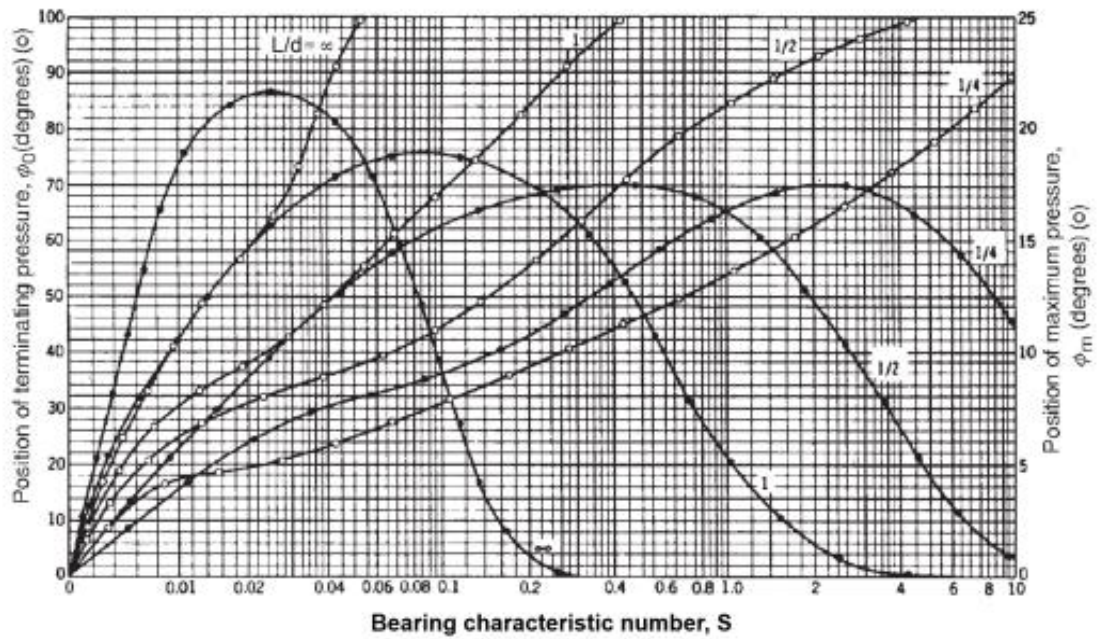




Hình 2.6. Ảnh hưởng của đặc tính bạc ( $S$ ) đến góc trạng thái [6]



Hình 2.7. Ảnh hưởng của đặc tính bạc ( $S$ ) đến áp suất cực đại [6]



Hình 2.8. Ảnh hưởng của đặc tính bạc ( $S$ ) đến vị trí của áp suất giới hạn và áp suất cực đại [6]

Bảng 2.1(a). Biểu diễn các đặc tính thủy động học trên bề mặt  $360^\circ$  bạc [5]

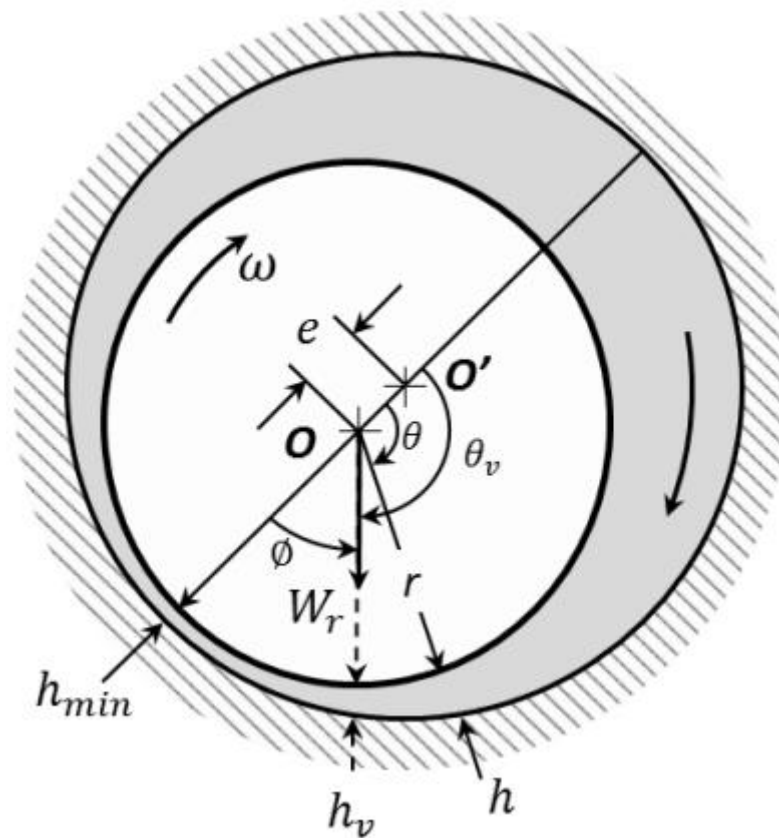
$L/d$	$\epsilon$	$\frac{h_{min}}{c}$	$S$	$\phi$	$\frac{P}{P_m}$	$\theta_{P_m}$
$\infty$	0	1	$\infty$	70.92	-	0
	0.1	0.9	0.24	69.1	0.826	0
	0.2	0.8	0.123	67.26	0.814	5.6
	0.4	0.6	0.0626	61.94	0.764	14.4
	0.6	0.4	0.0389	54.31	0.667	20.8
	0.8	0.2	0.021	42.22	0.495	21.5
	0.9	0.1	0.0115	31.62	0.358	19
	0.97	0.03	-	-	-	-
	1	0	0	0	0	0
1	0	1	$\infty$	85	-	0
	0.1	0.9	1.33	79.5	0.54	3.5
	0.2	0.8	0.631	74.02	0.529	9.2
	0.4	0.6	0.264	63.1	0.484	16.5
	0.6	0.4	0.121	50.58	0.415	18.7
	0.8	0.2	0.0448	36.24	0.313	18.2
	0.9	0.1	0.0188	26.45	0.247	13.8
	0.97	0.03	0.00474	15.47	0.152	7.1
	1	0	0	0	0	0

Bảng 2.1(b). Biểu diễn các đặc tính thủy động học trên bề mặt 360° bạc [5]

$L/d$	$\varepsilon$	$\frac{h_{min}}{c}$	$S$	$\phi$	$\frac{P}{P_m}$	$\theta_{P_m}$
0.5	0	1	$\infty$	88.5	-	0
	0.1	0.9	4.31	81.62	0.523	5.8
	0.2	0.8	2.03	74.97	0.506	11.9
	0.4	0.6	0.779	61.65	0.441	16.9
	0.6	0.4	0.319	48.14	0.365	17.1
	0.8	0.2	0.0923	33.31	0.267	15.3
	0.9	0.1	0.0313	23.66	0.206	11
	0.97	0.03	0.00609	13.75	0.126	3.8
	1	0	0	-	0	0
0.25	0	1	$\infty$	89.5	-	0
	0.1	0.9	16.2	82.31	0.515	7.4
	0.2	0.8	7.57	75.18	0.489	13.5
	0.4	0.6	2.83	60.86	0.415	17.4
	0.6	0.4	1.07	46.72	0.334	16.4
	0.8	0.2	0.261	31.04	0.24	11.5
	0.9	0.1	0.0736	21.85	0.18	8.6
	0.97	0.03	0.0101	12.22	0.108	4
	1	0	0	0	0	0

### 2.3. Tính toán lựa chọn áp lực dầu bôi trơn hợp lý

Để tính toán áp lực dầu bôi trơn hợp lý ta dựa vào tính toán độ lệch tâm ‘e’ giữa tâm cổ trục và tâm bạc đỡ trục của động cơ diesel lai máy phát điện. Trên cơ sở lý thuyết tính toán áp lực dầu bôi trơn, xét cho bạc trục là loại bạc ngắn, ta có thể tính toán được áp lực dầu bôi trơn theo thứ tự như sau:



Hình 2.9. Biểu đồ hình học bạc đỡ cổ trục

Tính toán tốc độ góc của trục khuỷu (rad/s):

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (2.20)$$

Tính toán góc trạng thái:

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{\pi\sqrt{1-\varepsilon^2}}{4\varepsilon} \right) \quad (2.21)$$

Tính toán độ dày màng dầu bôi trơn theo công thức (2.3):

$$h = c(1 + \varepsilon \cos\theta)$$

Độ dày màng dầu tại vị trí thấp nhất ( $\theta_v = \pi - \phi$ ):

$$h_v = c(1 + \varepsilon \cos\theta_v) \quad (2.22)$$

Tính toán tải trọng tác dụng lên ổ đỡ với loại cổ trục ngắn theo công thức (2.13) dưới đây:

$$W_r = \mu\omega r L \left(\frac{r}{c}\right)^2 \left(\frac{L}{d}\right)^2 \frac{\varepsilon\sqrt{16\varepsilon^2 + \pi^2(1-\varepsilon^2)}}{(1-\varepsilon^2)^2} \quad (2.23)$$

Độ cứng của ổ đỡ được xác định theo công thức (2.17):

$$k_f = -\frac{W_{r(\varepsilon)} - W_{r(\varepsilon-\Delta\varepsilon)}}{h_{v(\varepsilon)} - h_{v(\varepsilon-\Delta\varepsilon)}} \quad (2.24)$$

Với  $\Delta\varepsilon = 10^{-8}$

Áp suất trung bình của màng dầu bôi trơn được xác định theo công thức (2.25) dưới đây:

$$p = \frac{W_r}{d.L} \quad (2.25)$$

Áp suất dầu bôi trơn lấy bằng 3/2 áp suất trung bình của màng dầu bôi trơn.

# CHƯƠNG 3. TÍNH TOÁN ÁP LỰC DẦU BÔI TRƠN CHO ĐỘNG CƠ DIESEL LAI MÁY PHÁT ĐIỆN TẠI PHÒNG THÍ NGHIỆM KHOA MÁY TÀU BIỂN LOẠI 6412/14

## 3.1. Thông số kết cấu của động cơ

Xét động cơ có các thông số như sau:

- Chung loại động cơ: NO806199      4 kỳ, có tăng áp;
- Số xilanh:      6;
- Đường kính xilanh:      120 mm;
- Hành trình piston:      140 mm;
- Vòng quay định mức:       $n = 1500$  v/ph;
- Công suất định mức:       $N_e = 50$  kW;
- Áp suất cháy cực đại:       $p_z = 75$  kG/cm<sup>2</sup>;
- Suất tiêu hao nhiên liệu có ích:       $g_e = 264$  g/kW.h = 0.264 kg/kw.h;
- Tiêu hao dầu nhờn:      2 g/kW.h;

*Bảng 3.1 Thông số trực của động cơ*

Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
<i>Đường kính cổ trục</i>	<i>d</i>	<i>m</i>	<i>0,14</i>
<i>Chiều dài bạc trục</i>	<i>L</i>	<i>m</i>	<i>0,075</i>
<i>Khe hở hướng kính</i>	<i>c</i>	<i>m</i>	<i><math>0,1 \cdot 10^{-3}</math></i>
<i>Độ nhớt của dầu bôi trơn</i>	$\mu$	<i>Pa.s</i>	<i>0,0185</i>
<i>Tốc độ động cơ</i>	<i>n</i>	<i>Vòng/ph</i>	<i>1500</i>

### 3.2. Các bước tính toán

1. Tính toán tốc độ góc của trục khuỷu theo công thức (2.20)
2. Tính toán độ dày màng dầu tại vị trí thấp nhất  $h_v$  theo công thức (2.22)
3. Tính toán tải trọng tác động lên ổ đỡ theo công thức (2.23)
4. Tính toán độ cứng ổ đỡ theo công thức (2.24)
5. Tính toán áp lực màng dầu bôi trơn theo công thức (2.25)
6. Tính toán áp lực dầu bôi trơn lấy bằng 1,5 áp lực màng dầu trung bình.
7. Tính toán lại độ lệch tâm 'e'.

### 3.3. Giới thiệu phần mềm Matlab được ứng dụng để tính toán áp lực dầu bôi trơn

MATLAB là một bộ chương trình phần mềm lớn dành cho tính toán kỹ thuật. Ta có thể dùng MATLAB để:

- Tính toán.
- Phát triển thuật toán.
- Thu thập dữ liệu.
- Mô hình và mô phỏng.
- Phân tích dữ liệu.
- Vẽ đồ thị.
- Giao diện đồ họa.

MATLAB là tên viết tắt từ “Matrix Laboratory”. Như tên của phần mềm cho thấy, phần cốt lõi của phần mềm là dữ liệu được lưu dưới dạng array (ma trận) và các phép tính toán ma trận, giúp việc tính toán trong MATLAB nhanh và thuận tiện hơn so với lập trình trong C hay FORTRAN. Đặc biệt, khả năng tính toán của MATLAB có thể dễ dàng được mở rộng thông qua các bộ toolbox.



Toolbox là tập hợp các hàm MATLAB (M-file) giúp giải quyết một bài toán cụ thể.

MATLAB gồm 5 phần chính:

- **Development Environment:** là một bộ các công cụ giúp ta sử dụng các hàm và tập tin của MATLAB. Nó bao gồm: MATLAB desktop, Command Window, a command history, an editor, debugger, browsers for viewing help, the workspace, files, the search path.
- **MATLAB Mathematical Function Library:** tập hợp các hàm toán học như sum, sine, số học, v.v.
- **MATLAB Language (script):** ngôn ngữ lập trình bậc cao.
- **Graphics:** các công cụ giúp hiển thị dữ liệu dưới dạng đồ thị. Ngoài ra nó còn cho phép xây dựng giao diện đồ họa.
- **MATLAB Application Program Interface (API):** bộ thư viện cho phép ta sử dụng các chức năng tính toán của MATLAB trong chương trình C hay FORTRAN.

Dưới đây là một số giao diện của MATLAB:

*Command Window:* Đây là cửa sổ làm việc chính của MATLAB. Tại đây ta thực hiện toàn bộ việc nhập dữ liệu và xuất kết quả tính toán. Dấu nháy >> báo hiệu chương trình sẵn sàng cho việc nhập dữ liệu. Ta kết thúc việc nhập dữ liệu bằng cách nhấn phím Enter. MATLAB sẽ thực thi dòng lệnh mà ta nhập vào *Command Window* và trả kết quả trong *Command Window*.

*Command History:* Lưu lại tất cả các lệnh mà ta đã nhập vào trong *Command Window*. Ta có thể xem lại tất cả các lệnh bằng cách dùng scroll bar, hay thực hiện lại lệnh đó bằng cách nhấp kép lên dòng lệnh. Ngoài ra ta còn có thể cut, paste, delete các lệnh.

*Workspace browser:* trong MATLAB các dữ liệu được lưu trong biến. *Workspace browser* liệt kê tất cả các biến mà ta đang sử dụng trong MATLAB.

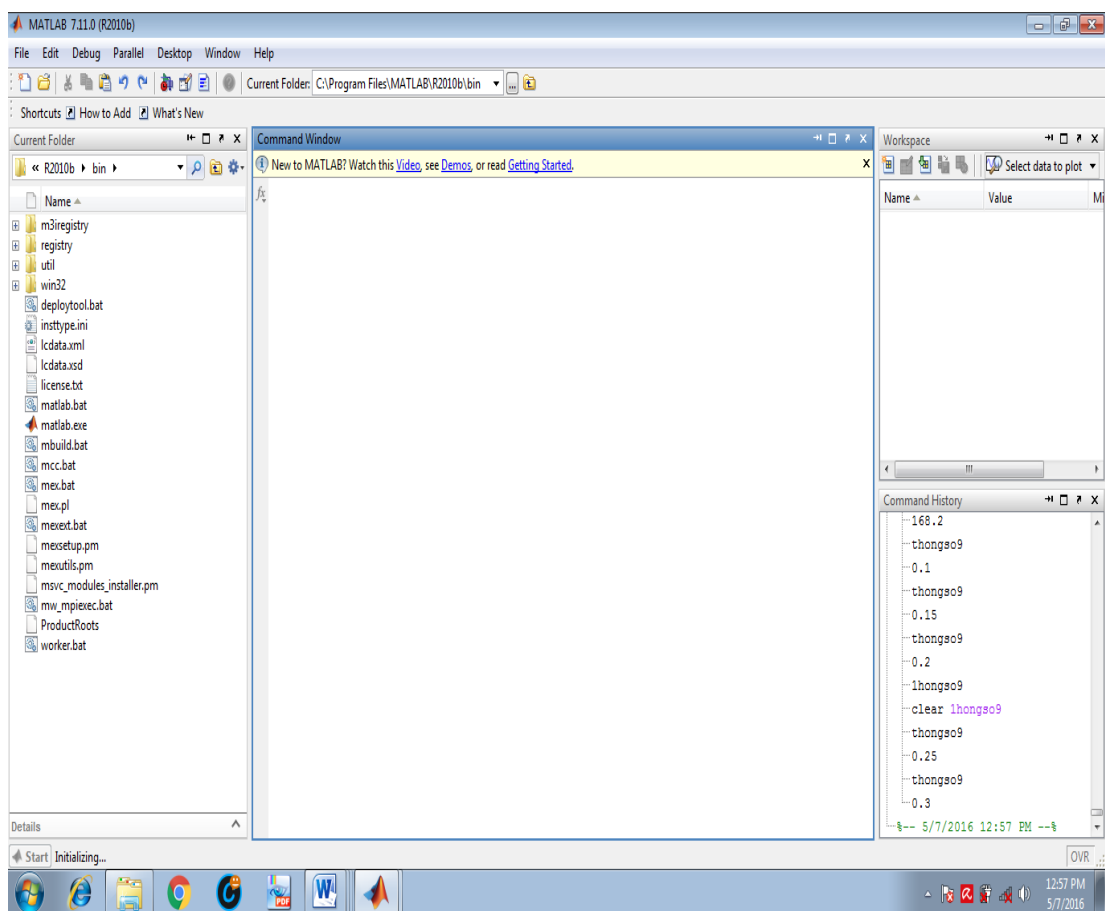


Nó cung cấp thông tin về kích thước, loại dữ liệu. Ta có thể truy cập trực tiếp vào dữ liệu bằng cách nhấn kép vào biến để hiển thị *Array editor*.

*Launch pad*: cho phép người dùng truy cập nhanh vào các bộ *Toolbox*, phần *Help*.

*Editor*: dùng để soạn thảo và debug các M-file của MATLAB.

*Current Directory Browser*: xem các file trong thư mục hiện hành.

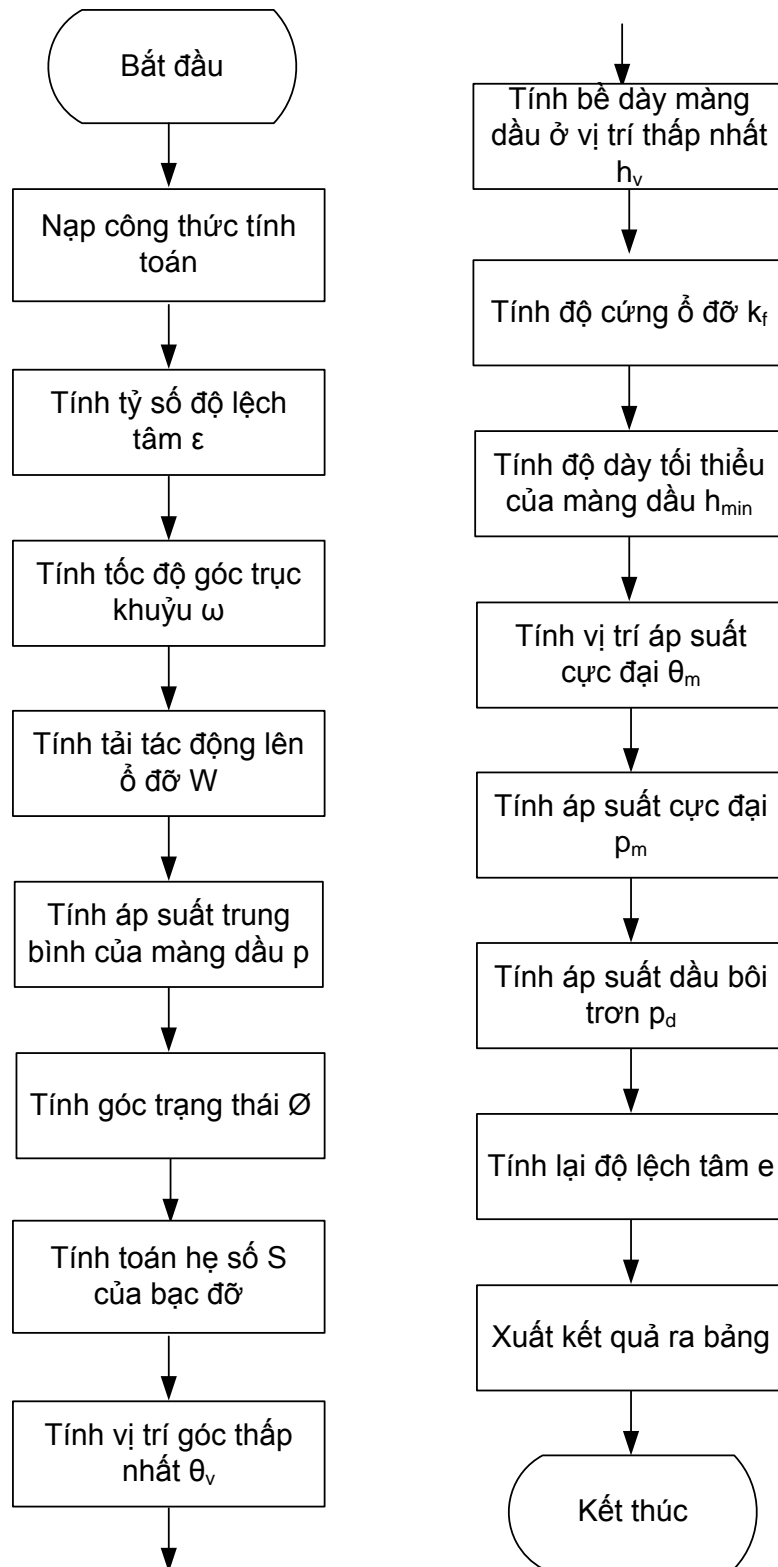


Hình 3.1. Giao diện chính của MATLAB

### 3.4. Xây dựng thuật toán tính toán áp lực dầu bôi trơn

Để lập trình tính toán áp lực dầu bôi trơn, trước tiên ta phải xây dựng các bước tính toán, trên cơ sở các bước tính toán đó ta xây dựng thuật toán tính toán

áp lực dầu bôi trơn ổ đỡ cho động cơ. Động cơ ta lựa chọn tính toán đó là động cơ diesel lai máy phát điện 6C12/14. Thuật toán tính toán áp lực dầu bôi trơn được thể hiện trên hình 3.2.



Hình 3.2. Thuật toán tính toán áp lực dầu bôi trơn

### 3.5. Kết quả tính toán

Trên cơ sở thuật toán tính toán áp lực dầu bôi trơn, với các bước tính toán sử dụng các công thức trong chương 2, sử dụng phần mềm Matlab tính toán các thông số của trục động cơ như tốc độ góc trục khuỷu, tải tác dụng lên các ổ đỡ, áp suất trung bình của màng dầu bôi trơn, độ dày màng dầu bôi trơn, độ cứng ổ đỡ, từ đó tính toán được áp lực dầu bôi trơn. Kết quả tính toán áp lực dầu bôi trơn được thể hiện trong các bảng 3.2a và bảng 3.2b.

Bảng 3.2a. Bảng kết quả tính toán với các tỷ số độ lệch tâm  $\varepsilon$

STT	Thông số		Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị		
1	Tỷ số độ lệch tâm		$\varepsilon$	-	0.1	0.15	0.2
2	Tốc độ góc trục khuỷu		$\omega$	rad/s	157.0796	157.0796	157.0796
3	Tải		$W_r$	N	2650	4093	5688
4	Áp suất trung bình màng dầu bôi trơn		P	MPa	0.2524	0.3898	0.5417
5	Góc trạng thái		$\varnothing$	độ (°)	14.4	13.8	13.1
6	Số đặc tính bạc đỡ		S	-	5.38	3.48	2.51
7	Vị trí thấp nhất	Vị trí góc	$\theta_v$	độ (°)	165.6	166.2	166.9
		Độ dày màng dầu	$h_v$	mm	0.0938	0.0857	0.0815
8	Độ cứng ổ đỡ		$k_f$	$\times 10^6$ N/m	44	63	67
9	Độ dày tối thiểu màng dầu		$h_{\min}$	mm	0.09	0.085	0.08
10	Vị trí áp suất cực đại		$\theta_m$	độ (°)	27	38	46
11	Áp suất cực đại		$P_m$	MPa	0.39	0.59	0.89
12	Giá trị áp suất dầu bôi trơn ( $=1,5P$ )		$P_d$	MPa	0.3786	0.5847	0.8125
13	Tính lại độ lệch tâm		e	mm	0,01	0,015	0,02

Bảng 3.2b. Bảng kết quả tính toán với các tỷ số độ lệch tâm  $\varepsilon$

STT	Thông số		Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị	
1	Tỷ số độ lệch tâm		$\varepsilon$	-	0.25	0,3
2	Tốc độ góc trục khuỷu		$\omega$	rad/s	157.0796	157.0796
3	Tải		$W_r$	N	7507	9639
4	Áp suất trung bình màng dầu bôi trơn		P	MPa	0.7150	0.9180
5	Góc trạng thái		$\varnothing$	độ (°)	12.5	11.8
6	Số đặc tính bạc đỡ		S	-	1.9	1.4
7	Vị trí thấp nhất	Vị trí góc	$\theta_v$	độ (°)	167.5	168.2
		Độ dày màng dầu	$h_v$	mm	0.0864	0.07
8	Độ cứng ổ đỡ		$k_f$	$\times 10^6$ N/m	71	79
9	Độ dày tối thiểu màng dầu		$h_{\min}$	mm	0.075	0.07
10	Vị trí áp suất cực đại		$\theta_m$	độ (°)	52	57
11	Áp suất cực đại		$P_m$	MPa	1.1	1.4
12	Giá trị áp suất dầu bôi trơn (=1,5P)		$P_d$	MPa	1.0725	1.3770
13	Tính lại độ lệch tâm		e	mm	0.025	0.03

Qua kết quả tính toán, với độ cứng ổ đỡ là  $79 \cdot 10^6 \text{N/m}$ , với áp suất trung bình của màng dầu lớn nhất là  $0,981 \text{Mpa}$ , ta tính được áp lực của dầu bôi trơn cấp tới ổ đỡ trục là  $p_d = 1,38 \text{ Mpa}$ . Với áp lực dầu bôi trơn luôn duy trì ở  $1,38 \text{Mpa}$ , luôn tạo ra được độ dày màng dầu là  $0,07 \text{m}$ , độ lệch tâm khi tải lớn nhất là  $0,003 \text{m}$  và khi tải nhỏ nhất là  $0,001 \text{m}$ . Với độ lệch tâm nhỏ như vậy thì động cơ làm việc sẽ êm, luôn đảm bảo tạo được độ dày màng dầu tối thiểu nhỏ, đảm bảo ma sát trong các ổ đỡ là nhỏ nhất.

Qua kết quả tính toán về áp lực dầu bôi trơn so với áp lực dầu bôi trơn thực tế của động cơ hiện tại tại phòng thí nghiệm Khoa Máy tàu biển cho thấy,

áp lực dầu bôi trơn cổ trục hiện nay đã giảm so với kết quả tính toán. Hiện nay áp lực dầu bôi trơn chỉ dao động trong khoảng 1Mpa. Lý do áp lực dầu bôi trơn giảm là do các khe hở bạc trục, bạc biên hiện nay đã tăng lên do cổ trục làm việc lâu ngày đã bị mòn, các bạc bị mòn. Tuy nhiên, hiện nay tải của động cơ chỉ còn duy trì khoảng 60-70% tải định mức, với tải của động cơ như vậy thì theo tính toán áp lực dầu bôi trơn cũng duy trì trong khoảng 1Mpa. Chính vì vậy mà không ảnh hưởng nhiều đến chất lượng bôi trơn, độ lệch tâm 'e' giữa tâm cổ trục và tâm ổ đỡ vẫn duy trì được trong khoảng từ 0,001 đến 0,002m nên không ảnh hưởng nhiều tới mức độ rung động của động cơ.

Như vậy, qua kết quả tính toán và kết quả thực tế của động cơ thì với áp suất dầu bôi trơn động cơ như hiện nay vẫn hoàn toàn có thể đảm bảo cho động cơ hoạt động an toàn, tin cậy và động cơ không bị rung động do giảm áp lực màng dầu bôi trơn.

# KẾT LUẬN

## 1. Các kết quả đã đạt được

Đề tài đã phân tích được ảnh hưởng của áp lực màng dầu bôi trơn đến rung động của tổ hợp động cơ diesel lai máy phát điện. Khi áp lực màng dầu bôi trơn giảm thì độ lệch tâm 'e' giữa tâm cổ trục và tâm ổ đỡ trục sẽ tăng lên. Do độ lệch tâm 'e' tăng lên, khi này tâm trục động cơ và tâm của trục máy phát không đồng tâm dẫn tới khi tổ hợp động cơ diesel lai máy phát điện hoạt động sẽ có độ võng nhất định. Điều này dẫn tới dao động lắc do khối lượng của hệ trục không nằm trên tâm trục. Khi bị dao động lắc làm cho động cơ hoạt động bị rung động mạnh. Để giảm rung động do sự không đồng tâm hệ trục thì chúng ta phải tính toán lựa chọn áp lực dầu bôi trơn phù hợp.

Đề tài đã xây dựng được cơ sở lý thuyết tính toán áp lực dầu bôi trơn để độ lệch tâm 'e' của hệ trục là nhỏ nhất. Đề tài đã xây dựng được các công thức xác định áp lực màng dầu bôi trơn trung bình, áp lực màng dầu bôi trơn lớn nhất, góc tại đó tạo được áp lực dầu bôi trơn lớn nhất, bề dày tối thiểu của màng dầu bôi trơn.

Đề tài đã xây dựng được thuật toán tính toán áp lực dầu bôi trơn, tính toán độ lệch tâm 'e'. Trên cơ sở các bước tính toán và các công thức tính toán, đề tài đã lập trình trong Matlab để tính toán được các thông số công tác của động cơ. Với các thông số đó động cơ có thể hoạt động an toàn, tin cậy và giảm rung động cho tổ hợp khi hoạt động.

Trên cơ sở kết quả tính toán của đề tài, so sánh với kết quả thực tế cho thấy hiện nay áp lực dầu bôi trơn thực tế đã giảm đôi chút do các khe hở cổ trục, cổ biên tăng lên và do chất lượng làm việc của bơm đã giảm. Tuy nhiên hiện nay tải của động cơ đã giảm do trạng thái kỹ thuật của động cơ đã kém, chính vì tải

động cơ đã giảm nên việc áp lực dầu bôi trơn giảm vẫn không ảnh hưởng nhiều tới chất lượng làm việc của động cơ.

## **2. Một số hạn chế của đề tài**

Do khuôn khổ đề tài cấp trường, do không có phương tiện xác định mức độ rung động thực tế của động cơ, đề tài mới dừng lại ở xác định lý thuyết áp lực dầu bôi trơn. Đề tài chưa tính toán được mức độ rung động của tổ hợp động cơ, chưa đo được mức độ rung động hiện tại của tổ hợp. Đây chính là hạn chế của đề tài.

## **3. Hướng phát triển tiếp theo của đề tài**

Hướng phát triển tiếp theo của đề tài là nghiên cứu thiết kế được thiết bị đo rung động của động cơ, thiết kế được thiết bị đo mômen xoắn của động cơ để có thể giải quyết được triệt để những hạn chế mà đề tài hiện nay đang tồn tại.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. API Standard 684, 2005, "Tutorial on Rotordynamics: Lateral Critical, “Rotordynamic Tutorial: Lateral Critical Speeds, Unbalance Response, Stability, Train Torsionals, and Rotor Balancing”, Second Edition, pp 1-1 ~2-28, American Petroleum Institute, Washington, DC.
2. Raja Shekar Balupari, 2004, “Validation of finite element program for journal bearing- static and dynamic properties”, University of Kentucky Master's Theses.
3. Hannu Tienhaara, “Guidelines to engine dynamics and vibration”, Wärtsilä Corporation.
4. Allan G. Piersol and Thomas L. Paez, 2010, “Harris’ Shock and Vibration Handbook”, 6<sup>th</sup>Edition, McGrawHill Co., Ltd.
5. Avraham Harnoy, 2002, “Bearing Design in Machinery, Engineering Tribology and Lubrication”, Marcel Dekker, Inc., New York.
6. Bharat Bhushan, 1999, “Introduction to Tribology”, John Willey & Sons, Inc.
7. Fouad Y. Zeidan and Bernard S. Herbage, “Fluid film bearing fundamentals and failure analysis”
8. Bernard J. Hamrock, Steven R. Schmid, and Bo O. Jacobson, 2004, “Fundamentals of Fluid Film Lubrication”, Second Edition, Marcel Dekker, Inc., New York.
9. Malcolm E. Leader, P.E., “Understanding Journal Bearings”, Applied Machinery Dynamics Co., Durango, Colorado.



## PHỤ LỤC

### LẬP TRÌNH TÍNH TOÁN ÁP LỰC DẦU BÔI TRƠN

```
function thongso2
```

```
n=input('van toc cua truc khuyu (n):');
```

```
omega=2*pi*n/60;
```

```
disp('omega=2*pi*n/60')
```

```
disp('omega:')
```

```
disp(omega)
```

```
function thongso3
```

```
disp('Wr=donhot*omega*r*L*(r*L/c*d)^2*epsinon*(16*(epsinon)^2+pi^2*(1-epsinon^2))^(1/2)/(1-epsinon^2)^2')
```

```
donhot=input('do nhot:');
```

```
omega=input('van toc goc omega:');
```

```
r=input('ban kinh co truc r:');
```

```
L=input('chieu dai bac truc L:');
```

```
c=input('khe ho huong kinh c:');
```

```
d=input('duong kinh co truc d:');
```

```
epsinon=input('ty so do lech tam epsinon:');
```

```
Wr=donhot*omega*r*L*(r*L/c*d)^2*epsinon*(16*(epsinon)^2+pi^2*(1-epsinon^2))^(1/2)/(1-epsinon^2)^2;
```

```
disp('Wr=')
```

```
disp(Wr)
```

```
function thongso31
```

```
disp('Wr=(donhot*omega*r*L)*((r*L/c*d)^2)*epsinon*((16*(epsinon)^2+pi^2*(1-epsinon^2))^(1/2))/(1-epsinon^2)^2')
```

```
donhot=0.0185;
```

```
disp('donhot=0.0185')
```

```
omega=157.0796;
```

```
disp('omega=157.0796')
```

```
r=0.07;
```

```
disp('r=0.07')
```

```
L=0.075;
```

```
disp('L=0.075')
```

```
c=0.0001;
```

```
disp('c=0.0001')
```

```
d=0.14;
```

```
disp('d=0.14')
```

```
epsinon=input('ty so do lech tam epsinon:');
```

```
Wr=donhot*omega*r*L*(r*L/c*d)^2*epsinon*(16*(epsinon)^2+pi^2*(1-epsinon^2))^(1/2)/(1-epsinon^2)^2;
```

```
disp('Wr=')
```

```
disp(Wr)
```

```
function thongso4
```

```
disp('Ap suat trung binh P=((Wr*10^(-6))/(d*L))')
```

```
d=0.14;
```

```
disp('d=0.14')
```

```
L=0.075;
```

```
disp('L=0.075')
```

```
Wr=input('Tai Wr:');
```

```
P=(Wr*10^(-6))/(d*L);
```

```
disp('P=')
```

```
disp(P)
```

```
function thongso5
```

```
disp('Goc trang thai Phi=tan^-1((pi*(1-epsinon^2)^(1/2))/(4*epsinon))')
```

```
epsinon=input('Ty so do lech tam epsinon:');
```

```
z=pi*((1-epsinon^2)^(1/2))/(4*epsinon);
```

```
Phi=(i/2)*log((i+z)/(i-z));
```

```
disp('Phi=')
```

```
disp(Phi)
```

```
function thongso6
```

```
disp('So dac tinh bac do S=(do nhot*n/P)*(r/c)^2*10^6')
```

```
donhot=0.0185;
```

```
disp('donhot=0.0185')
```

```
n=1500;
```

```
disp('n=1500')
```

```
r=0.07;
```

```
disp('r=0.07')
```

```

c=0.0001;
disp('c=0.0001')
P=input('Ap suất trung binh P:');
S=(donhot*n/P)*((r/c)^2)*10^6;
disp('S=')
disp(S)

```

```

function thongso7
disp('Goc o vi tri thap nhat Tetav=180-Phi')
Phi=input('Goc trang thai Phi:');
Tetav=180-Phi;
disp('Tetav=')
disp(Tetav)

```

```

function thongso71
disp('Do day mang dau o vi tri thap nhat hv=c*(1+epsinon*cos(Tetav))')
c=0.1;
disp('c=0.1')
epsinon=input('Ty so do lech tam epsinon:');
Tetav=input('Goc o vi tri thap nhat Tetav:');
hv=c*(1+epsinon*cos(Tetav));
disp('hv=')
disp(hv)

```

```
function thongso8
```

```
disp('Do cung kf=-(A-B)/(C-D)')
```

```
disp('A=(donhot*omega*r*L)*((r*L/c*d)^2)*epsinon*((16*(epsinon)^2+pi^2*(1-epsinon^2))^(1/2))/(1-epsinon^2)^2')
```

```
disp('B=(donhot*omega*r*L)*((r*L/c*d)^2)*(epsinon-10^-8)*((16*(epsinon-10^-8)^2+pi^2*(1-(epsinon-10^-8)^2))^(1/2))/(1-(epsinon-10^-8)^2)^2')
```

```
disp('C=c*(1+epsinon*cos(Tetav))')
```

```
disp('D=c*(1+(epsinon-10^-8)*cos(Tetav))')
```

```
donhot=0.0185;
```

```
disp('donhot=0.0185')
```

```
omega=157.0796;
```

```
disp('omega=157.0796')
```

```
r=0.07;
```

```
disp('r=0.07')
```

```
L=0.075;
```

```
disp('L=0.075')
```

```
c=0.0001;
```

```
disp('c=0.0001')
```

```
d=0.14;
```

```
disp('d=0.14')
```

```
epsinon=input('ty so do lech tam epsinon:');
```

```
Tetav=input('Goc o vi tri thap nhat Tetav:');
```

```
A=(donhot*omega*r*L)*((r*L/c*d)^2)*epsinon*((16*(epsinon)^2+pi^2*(1-epsinon^2))^(1/2))/(1-epsinon^2)^2;
```

```
B=(donhot*omega*r*L)*((r*L/c*d)^2)*(epsinon-10^-8)*((16*(epsinon-10^-8)^2+pi^2*(1-(epsinon-10^-8)^2))^(1/2))/(1-(epsinon-10^-8)^2)^2;
```

```
C=c*(1+epsinon*cos(Tetav));
```

```
D=c*(1+(epsinon-10^-8)*cos(Tetav));
```

```
kf=-(A-B)/(C-D);
```

```
disp('kf=')
```

```
disp(kf)
```

```
function thongso9
```

```
disp('Do day toi thieu mang dau hmin=c*(1-epsinon)')
```

```
c=0.1;
```

```
disp('c=0.1')
```

```
epsinon=input('Ty so do lech tam epsinon:');
```

```
hmin=c*(1-epsinon);
```

```
disp('hmin=')
```

```
disp(hmin)
```

```
function thongso10
```

```
disp('Vi tri ap suat cuc dai Tetam=cos^-1((1-(1+24*epsinon^2)^(1/2))/(4*epsinon))')
```

```
epsinon=input('Ty so do lech tam epsinon:');
```

```
z=(1-(1+24*epsinon^2)^(1/2))/(4*epsinon);
```

```
Phi=(i/2)*log((i+z)/(i-z));
```

```
disp('Phi=')
```

```
disp(Phi)
```

```

function thongsol1
disp('Pm=3*donhot*omega*epsinon*L^2*sin(Tetam)*10^-
6/4*c^2*(1+epsinon*cos(Tetam))^3')
donhot=input('do nhot:');
omega=input('van toc goc omega:');
epsinon=input('ty so do lech tam epsinon:');
L=input('chieu dai bac truc L:');
c=input('khe ho huong kinh c:');
Tetam=input('Vi tri ap suat cuc dai Tetam:');
Pm=3*donhot*omega*epsinon*L^2*sin(Tetam)*10^-
6/4*c^2*(1+epsinon*cos(Tetam))^3;
disp('Pm=')
disp(Pm)

```

```

function thongsol11
disp('Pm=3*donhot*omega*epsinon*L^2*sin(Tetam)*10^-
6/4*c^2*(1+epsinon*cos(Tetam))^3')
donhot=0.0185;
disp('donhot=0.0185')
omega=157.0796;
disp('omega=157.0796')
epsinon=input('ty so do lech tam epsinon:');
L=0.075;
disp('L=0.075')

```

```

c=0.0001;
disp('c=0.0001')
Tetam=input('Vi tri ap suat cuc dai Tetam:');
Pm=3*donhot*omega*epsinon*L^2*sin(Tetam)*10^-
6/4*c^2*(1+epsinon*cos(Tetam))^3;
disp('Pm=')
disp(Pm)

```

```

function thongso12
disp('Gia tri ap suat dau boi tron Pd=1.5*P')
P=input('Gia tri ap suat trung binh mang dau boi tron:');
Pd=1.5*P;
disp('Pd=')
disp(Pd)

```

```

function thongso13
disp('Do lech tam e=c*epsinon')
c=0.1;
disp('c=0.1')
epsinon=input('Ty so do lech tam epsinon:');
e=c*epsinon;
disp('e=')
disp(e)

```